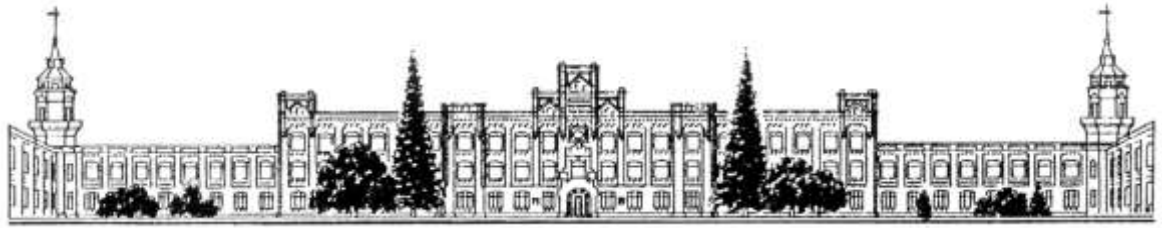


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»



Процеси, апарати і машини галузі-1. Теплові процеси
Практикум з навчальної дисципліни

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за програмою підготовки бакалаврів
за спеціальністю 131 – «Прикладна механіка»,
та 133 – «Галузеве машинобудування»*

КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Процеси, апарати і машини галузі-1. Теплові процеси: Практикум з навчальної дисципліни [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів, які навчаються за програмою підготовки бакалаврів за спеціальністю 131 – «Прикладна механіка» та 133 – «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Т.Б. Шилович – Електронні текстові дані (1 файл: 5,2 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 39 с.

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 10 від 18.06.2020 р.) за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 3 від 13.04.2020 р.)

Електронне мережне навчальне видання

ПРОЦЕСИ, АПАРАТИ І МАШИНИ ГАЛУЗІ-1. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ.

Практикум з навчальної дисципліни

Укладач: *Шилович Тетяна Борисівна*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор: *Гондляр Олександр Володимирович*, д-р техн. наук, проф.

Рецензент: *Черьопкіна Р.І.*, канд. техн. наук, доц.

Призначення практикуму – закріпити та поглибити теоретичний навчальний матеріал, оволодіти практичними навичками роботи при розв’язанні задач про процеси теплообміну в базових теплообмінних апаратах галузі. Також важливим результатом виконання практикуму є підвищення рівня засвоєння навчального матеріалу, формування умінь і навичок, розвиток наукового та усного мовлення студентів. Практикум містить 9 практичних робіт за темами кредитного модуля. Кожному практичному завданню передують коротка теоретична частина, яка знайомить студентів з основними теоретичними поняттями, законами та методиками розв’язання задач. Для кожного практичного заняття наведено розв’язання задач за темами робочої програми кредитного модуля та контрольні задачі для самостійного розв’язання. В додатках наведено довідниковий матеріал, необхідний для розв’язання задач. Наприкінці наведено список літератури, в якій більш детально розглянуті питання до представленої тематики. Для якісного виконання роботи і самоконтролю студентів запропоновані контрольні завдання до кожної представленої теми.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020

ЗМІСТ

Вступ	4
Практична робота №1. Фізичні властивості рідини	5
Практична робота №2. Теплопровідність	7
Практична робота №3. Природна конвекція	11
Практична робота №4. Тепловіддача при вимушеній конвекції	13
Практична робота №5. Променевий теплообмін	19
Практична робота №6. Теплообмін під час зміни агрегатного стану речовини	20
Практична робота №7. Теплопередача	25
Практична робота №8. Сушіння	28
Практична робота №9. Нестационарна теплопровідність	32
Додатки. Таблиця Д1. Фізичні властивості сухого повітря	34
Таблиця Д2 - Фізичні властивості води на лінії насичення	35
Таблиця Д3– Термодинамічні властивості водяної пари на лінії насичення	36
Таблиця Д4 – Фізичні властивості олії МС-20 в залежності від температури	37
Д5 - Номограми для середини та поверхні пластини	38
Література	39

ВСТУП

Даний практикум призначений для студентів для підготовки та проведення практичних робіт з навчальної дисципліни «Процеси, апарати і машини галузі», кредитного модуля «Процеси, апарати і машини галузі-1. Теплові процеси», які навчаються за програмою підготовки бакалаврів за спеціальністю 131 – «Прикладна механіка» та 133 – «Галузеве машинобудування» денної форми навчання.

Призначення практикуму – сприяти розвитку навичок самостійних розрахунків теплообмінних процесів.

Практикум містить описи 9 практичних робіт, а саме:

Практична робота №1. Фізичні властивості рідини;

Практична робота №2. Теплопровідність;

Практична робота №3. Природна конвекція;

Практична робота №4. Тепловіддача при вимушеній конвекції;

Практична робота №5. Променевий теплообмін;

Практична робота №6. Теплообмін під час зміни агрегатного стану речовини;

Практична робота №7. Теплопередача;

Практична робота №8. Сушіння;

Практична робота №9. Нестационарна теплопровідність.

Кожному практичному завданню передують коротка теоретична частина, яка знайомить студентів з основними теоретичними поняттями, законами теплообміну та методиками розв'язання задач. Для кожного практичного заняття наведено приклади розв'язання задач за темами робочої програми кредитного модуля, оформлення та порядок розв'язання та контрольні задачі для самостійного рішення. В додатках наведено довідниковий матеріал, необхідний для розв'язання задач. Наприкінці наведено список літератури, в якій більш детально розглянуті питання до представленої тематики. Для якісного виконання роботи і самоконтролю студентів запропоновані контрольні завдання до кожної представленої теми.

Практична робота №1. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РІДИНИ

1.1. Теоретичні відомості

В якості теплоносіїв в теплообмінних апаратах, як правило, використовуються рідини – крапельні рідини та гази. Рідини характеризуються наступними фізичними властивостями:

- *густиною* рідини називають її масу, що міститься в одиниці об'єму:
$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3;$$
- *температурне розширення* крапельних рідин та газів характеризується коефіцієнтом об'ємного розширення, який виражає відносну зміну об'єму рідини при зміні температури на 1 К: $\beta_t = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t}, 1/\text{K}.$
- *коефіцієнт динамічної в'язкості* або просто *динамічна в'язкість* характеризує опір рідини зсуву окремих її шарів. В'язкість крапельних рідин, як правило, зменшується з підвищенням температури внаслідок збільшення відстані між молекулами та послаблення сил притягнення між ними, в'язкість пружних рідин зростає з підвищенням температури і тиску внаслідок інтенсифікації теплового руху і обміну імпульсами між шарами потоку. Величина μ визначається дослідним шляхом і наводиться в довідковій літературі. В інженерних розрахунках часто використовують поняття *кінематичної в'язкості*, яка виражає співвідношення динамічної в'язкості та густини рідини $\nu = \mu/\rho, \text{ м}^2/\text{с}.$

Властивості рідини є функцією від її параметрів – температури, $t, ^\circ\text{C}$ та тиску $p, \text{ Па}.$ Тому в довідниковій літературі властивості рідин та газів задаються в аналітичному, табличному або графічному вигляді. При розв'язанні задач необхідно визначити властивості рідини при певних значеннях температури та тиску, користуючись довідниковою літературою.

1.2 Розв'язання задач

1.2.1 *Задача:* визначити теплопровідність повітря, $\lambda \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)},$ при температурі $t_0=32^\circ\text{C}.$

Розв'язання:

Дано: рідина – повітря;

$t_0=32^\circ\text{C}.$

Знайти: $\lambda, \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}.$

Із табл. Д1 «Фізичні властивості сухого повітря» знаходимо значення теплопровідності при $t=30^\circ\text{C}$ та $t=40^\circ\text{C}.$

$t=30^\circ\text{C} \quad \lambda_{30}=2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)};$

$t=40^\circ\text{C} \quad \lambda_{40}=2,76 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}.$

Вважаємо, що між цими точками функція зростає лінійно (рис.1). Тоді можна скористатися формулою лінійної інтерполяції: $f(x) = f(x_0) + \frac{f(x_1)-f(x_0)}{x_1-x_0}(x - x_0).$

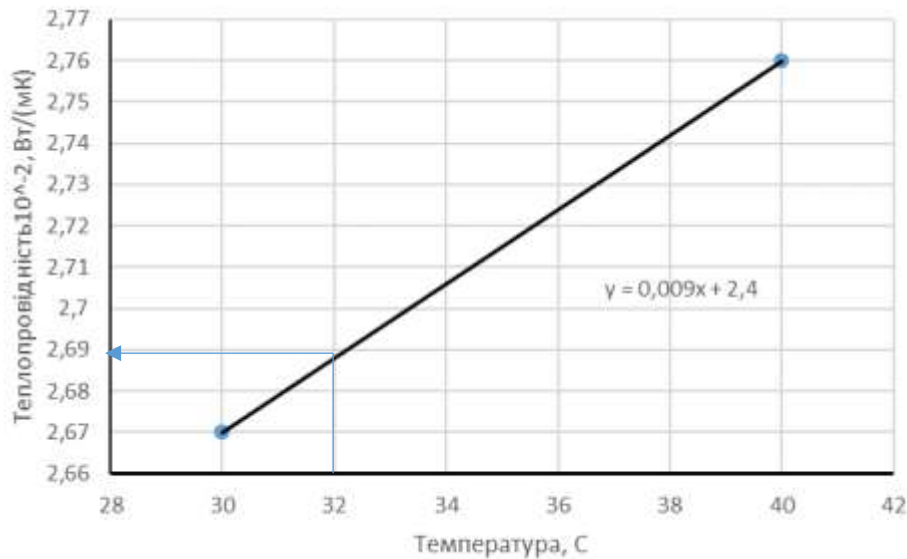


Рис.1 - До визначення теплопровідності шляхом лінійної інтерполяції

Розрахуємо теплопровідність повітря при температурі $t_0=32^\circ\text{C}$ при табличному завданні функції.

$$\lambda_{32} = \lambda_{30} + \frac{\lambda_{40}-\lambda_{30}}{40-30} (32 - 30) = 2,67 \cdot 10^{-2} + \frac{(2,76-2,67) \cdot 10^{-2}}{10} (2) = 2,688 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}} \right).$$

При аналітичному завданні (згідно лінійної функції, визначеної за графіком на рис.1): $\lambda = 0,009 \cdot t + 2,4 = 0,009 \cdot 32 + 2,4 = 2,688 \cdot 10^{-2}, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}} \right).$

При графічному завданні – див. рис.1, $\lambda=2,69 \cdot 10^{-2}, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}} \right)$

1.1.2 *Задача:* Визначити кінематичну в'язкість води на лінії насичення при $t_0=127^\circ\text{C}$.

Розв'язання:

Дано: рідина – вода;

$t_0=127^\circ\text{C}$.

Знайти: ν , $\text{м}^2/\text{с}$

Із табл. «Фізичні властивості води на лінії насичення» знаходимо значення кінематичної в'язкості при $t=120^\circ\text{C}$ та $t=130^\circ\text{C}$.

$t=120^\circ\text{C}$ $\nu_{120}=0,252 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$

$t=130^\circ\text{C}$ $\nu_{130}=0,233 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$

Вважаємо, що між цими точками функція спадає лінійно (рис.2). Тоді можна скористатися формулою лінійної інтерполяції: $f(x) = f(x_0) - \frac{f(x_0)-f(x_1)}{x_1-x_0} (x - x_0).$

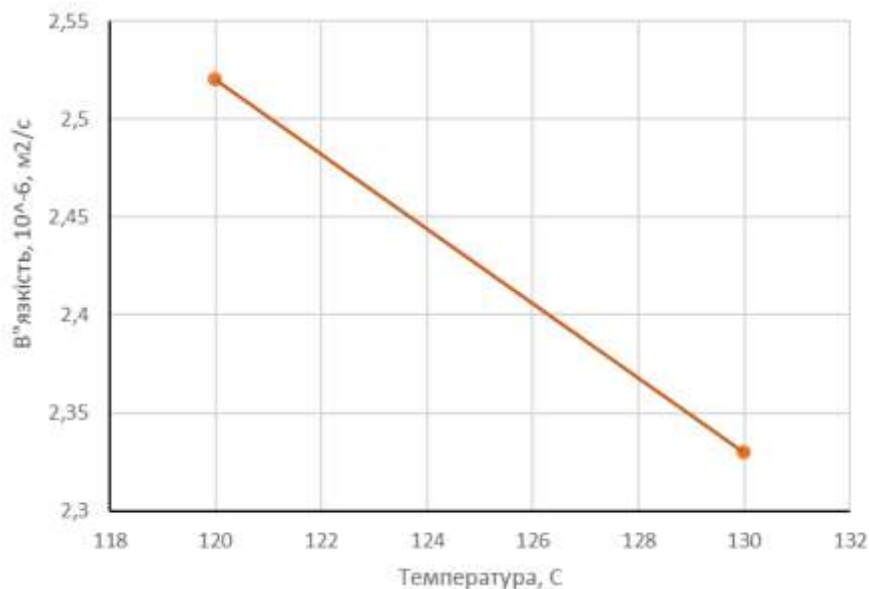


Рис.2 - До визначення кінематичної в'язкості методом лінійної інтерполяції

Розрахуємо кінематичну в'язкість повітря при температурі $t_0=127^\circ\text{C}$.

$$\nu_{127} = \nu_{120} - \frac{\nu_{120} - \nu_{130}}{130 - 120} (127 - 120) = 0,252 - \frac{0,252 - 0,233}{130 - 120} (127 - 120) = 0,2387 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Задача: Визначити коефіцієнт об'ємного розширення для повітря і води при температурі 140°C .

Розв'язання:

Дано: рідина – повітря; вода;

$t=140^\circ\text{C}$.

Знайти: β , $1/\text{K}$.

Для рідин, які стискаються (гази) коефіцієнт об'ємного розширення знаходиться за формулою: $\beta_t = \frac{1}{t+273} = 2,4 \cdot 10^{-3} 1/\text{K}$.

Для рідин, які не стискаються (крапельні рідини) коефіцієнт об'ємного розширення знаходиться за довідником: для води $\beta_{140} = 9,72 \cdot 10^{-4} 1/\text{K}$.

Контрольні задачі

1. Визначити теплопровідність повітря при температурі $t=50+0,5n$, $^\circ\text{C}$, (n – номер за списком академічної групи).
2. Визначити коефіцієнт об'ємного розширення води при $t=15+2n$, $^\circ\text{C}$.
3. Визначити коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря та води при температурі $t=30+n$, $^\circ\text{C}$.
4. Визначити температуропровідність, кінематичну в'язкість та число Прандтля Pr для води при $t=75^\circ\text{C}$ та $t=175^\circ\text{C}$.

Практична робота №2. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

2.1 Теоретичні відомості

Теплопровідність є способом передачі теплоти, який здійснюється за рахунок руху структурних часток речовини внаслідок нерівномірності температурного поля.

Згідно гіпотези Фур'є кількість теплоти, dQ_τ , Дж, що проходить через елемент ізотермічної поверхні dF , m^2 , за проміжок часу $d\tau$, с, пропорційно температурному градієнту $\frac{\partial t}{\partial n}$:

$$dQ_\tau = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau \quad (1)$$

де λ , $\frac{Bm}{m \cdot K}$ - фізичний параметр речовини, який характеризує її здатність проводити теплоту і називається *теплопровідністю* [1]. Теплопровідність речовини залежить від температури, тиску та роду даної речовини. Для багатьох речовин залежність теплопровідності від температури приймають лінійною:

$$\lambda = \lambda_0(1 + b(t - t_0)) \quad (2)$$

де λ_0 - значення теплопровідності при температурі t_0 , b - експериментально визначений коефіцієнт. Якщо $t_0 = 0^\circ C$, тоді (2) записується як

$$\lambda = \lambda_0 + B \cdot t \quad (3)$$

Для пласкої однорідної стінки, товщиною δ , м густина теплового потоку q , Вт/ m^2 при температурах ізотермічних поверхонь стінок з одного боку t_{c1} , а з другого t_{c2} визначається за формулою:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) \quad (4)$$

Для багатошарової стінки, що складається з n шарів, питомий тепловий потік розраховується за формулою:

$$q = \frac{(t_{c1} - t_{cn+1})}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)} = \frac{(t_{c1} - t_{cn+1})}{\left(\sum_{i=1}^n R_{\lambda n} \right)} \quad (5)$$

де $\frac{\lambda}{\delta}$ - теплова провідність стінки, $\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$;

$\frac{\delta}{\lambda} = R_\lambda$ - термічний опір стінки, $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$.

Якщо теплопровідність матеріалу стінки описується залежністю від температури, для інженерних розрахунків можна визначити середнє значення теплопровідності при середньому значенні температури даної стінки, тобто: середню температуру $t = 0.5(t_{c1} + t_{c2})$ підставляємо в (3) і визначаємо теплопровідність.

Для циліндричної стінки потужність теплового потоку Q , Вт відносять до довжини циліндричної стінки, l , м, питома величина називається *лінійним тепловим потоком*: $q_l = \frac{Q}{l}$, Вт/м. Лінійний тепловий потік визначається за формулою:

$$q_l = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (6)$$

де t_{c1}, t_{c2} - температури зовнішніх поверхонь циліндричної стінки ($t_{c1} > t_{c2}$), d_1 - внутрішній діаметр циліндра, м; d_2 - зовнішній діаметр циліндра, м.

Для циліндричної багатошарової стінки, що складається з n шарів,

$$q_l = \frac{t_{ct1} - t_{cti+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)} \quad (7)$$

2.2 Розв'язання задач

2.2.1 *Задача:* Визначити температурний напір (перепад температур) в пласкій стінці (рис.3), якщо $t_{c1}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання:

Дано: $t_{c1}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Знайти: Δt - ?

$$\Delta t = t_{c1} - t_{c2} = 125 - 17 = 108\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

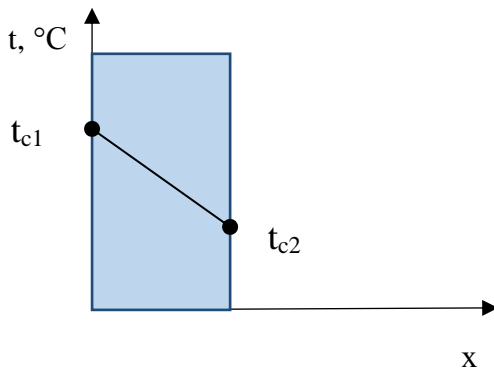


Рис. 3 - Розподіл температур в пласкій стінці

2.2.2 *Задача:* Визначити середню температуру стінки за умов попередньої задачі.

Розв'язання:

Дано: $t_{c1}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Знайти: $t_{\text{ср}}$ - ?

$$t_{\text{ср}} = 0,5(t_{c1} + t_{c2}) = 0,5(125 + 17) = 71\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2.2.3 *Задача:* Визначити середню теплопровідність, λ , Вт/(м·К), стінки за умов попередньої задачі, якщо матеріал стінки шлаковата, теплопровідність якої виражена залежністю: $\lambda = 0,06 + 0,000145 \cdot t$ (6) .

Розв'язання:

Дано: $t_{c1}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ср}}=71\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Знайти: λ , Вт/(м·К)

для розв'язання в залежність (6) підставимо середнє значення температури стінки $\lambda = 0,06 + 0,000145 \cdot t = \lambda = 0,06 + 0,000145 \cdot 71 = 0,07$, Вт/(м·К).

2.2.4 *Задача:* Визначити термічний опір стінки за умов попередньої задачі, якщо її товщина $\delta=300\text{ мм}$.

Розв'язання:

Дано: $t_{\text{ср}}=71\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\lambda = 0,07$, Вт/(м·К),

$\delta=300\text{ мм}=0,3\text{ м}$.

Знайти: R_{λ} - ?

$$R_{\lambda} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,3}{0,07} = 4,28 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

2.2.5 *Задача:* Визначити питомий тепловий потік, q , Вт/м² через пласку стінку за умов попередніх задач.

Розв'язання:

Дано: $t_{c1}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$,

$\lambda = 0,07$, Вт/(м·К),

$\delta=300\text{ мм}=0,3\text{ м}$.

Знайти: q , Вт/м² -?

За формулою (4) знаходимо питомий тепловий потік:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{0,07}{0,3} (125 - 17) = 25,2 \text{ Вт/м}^2$$

$$\text{або } q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{R_{\lambda}} = \frac{108}{4,28} = 25,2 \text{ Вт/м}^2$$

2.2.6 *Задача:* Визначити тепловий потік, Q , Вт, через пласку стінку площею $F=10\text{ м}^2$ за умов попередньої задачі.

Розв'язання:

із формули (4) знаходимо тепловий потік:

$$Q = q \cdot F = 25,2 \cdot 10 = 252 \text{ Вт}.$$

2.2.7. *Задача:* Визначити питомий тепловий потік через пласку стінку з шамотної цегли, товщиною $\delta_1=1\text{ м}$, якщо температура зовнішніх поверхонь $t_{c1}=1000^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=125^{\circ}\text{C}$, яка вкрита шаром теплоізоляції з шлаковати $\delta_2=0,3\text{ м}$, температура зовнішньої поверхні $t_{c3}=17^{\circ}\text{C}$ (рис.4).

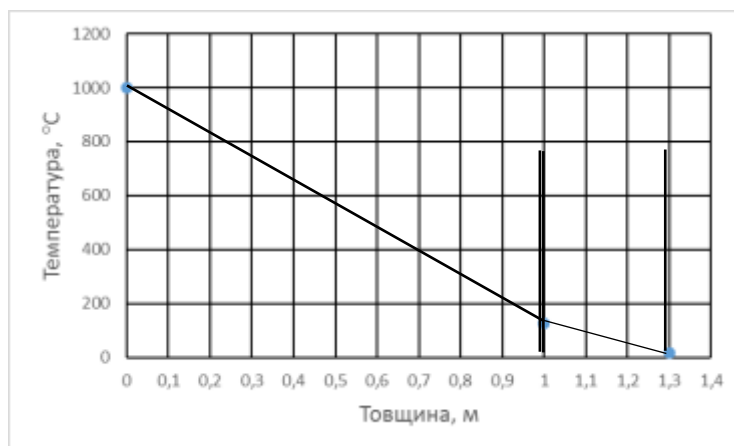


Рис.4 – Розподіл температури в двохшаровій пласкій стінці

Дано: $t_{c1}=1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c2}=125\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{c3}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\delta_1=1\text{ м}$, $\delta_2=0,3\text{ м}$

$\lambda_1 = 0,84 + 0,006 \cdot t_{1\text{сер}}$, Вт/(м·К), $\lambda_2 = 0,06 + 0,000145 \cdot t_{2\text{сер}}$, Вт/(м·К)

Знайти: q , Вт/м²

Розв'язання:

Знайдемо середню температуру кожного з шарів багатшарової стінки:

$$t_{1\text{сер}} = 0,5(t_{c1} + t_{c2}) = 0,5(1000 + 125) = 562,5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{2\text{сер}} = 0,5(t_{c2} + t_{c3}) = 0,5(125 + 17) = 71^\circ\text{C}$$

Визначимо середню теплопровідність кожного з шарів, Вт/(м·К):

$$\lambda_1 = 0,84 + 0,006 \cdot t_{1\text{сер}} = 0,84 + 0,006 \cdot 562,5 = 4,215$$

$$\lambda_2 = 0,06 + 0,000145 \cdot t_{2\text{сер}} = 0,06 + 0,000145 \cdot 71 = 0,07$$

Тепловий потік крізь двошарову стінку за (5):

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c3}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1000 - 17}{\frac{1}{4,215} + \frac{0,3}{0,07}} = 217 \text{ Вт/м}^2$$

Контрольні задачі.

1. Визначити термічний опір стінки, виконаної з шамотної цегли, теплопровідність якої описується залежністю $\lambda = 0,84 + 0,0006 \cdot t$, Вт/(м·К), якщо температури поверхонь стінки $t_{c1}=1000^\circ\text{C}$, $t_{c2}=125+n^\circ\text{C}$, товщина $\delta=1$ м.
2. Визначити питомий тепловий потік через стінку за попередніх умов, якщо її товщина буде $\delta=1,2$ м.
3. Визначити потужність теплового потоку через двошарову стінку, площею $F=1+n$, м² якщо зовнішні поверхні мають температури $t_{c1}=1000^\circ\text{C}$, $t_{c3}=125+n^\circ\text{C}$, перший шар товщиною $\delta_1=1$ м має теплопровідність $\lambda_1 = 0,8$ Вт/(м·К), другий шар товщиною $\delta_2=0,2$ м має теплопровідність $\lambda_2 = 0,08$ Вт/(м·К).
4. Визначити температуру в площині дотику шарів та товщину другого шару двохшарової плоскої стінки. Товщина 1 шару $\delta_1=0,25$ м, температура зовнішніх поверхонь якої $t_{c1}=500^\circ\text{C}$, $t_{c3}=15+n^\circ\text{C}$, теплопровідність $\lambda_1 = 2,3$ Вт/(м·К), $\lambda_2 = 0,07$ Вт/(м·К), питомий тепловий потік $q=150+n$, Вт/м².
5. Змійовик пароперегрівача виконано з труб з жаростійкої сталі $d_1/d_2=32/42$ мм. Коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda = 14$ Вт/(м·К), температура зовнішньої поверхні труб $t_{c2}=580^\circ\text{C}$, внутрішньої $t_{c1}=450^\circ\text{C}$. Розрахувати лінійний тепловий потік q_l .

Практична робота №3. ПРИРОДНА КОНВЕКЦІЯ

3.1 Теоретичні відомості

В рухомих середовищах теплота поширюється шляхом конвективного теплообміну. За законом Ньютона-Ріхмана, тепловий потік, поширений шляхом конвективного теплообміну пропорційний різниці температур поверхні та середовища Вт:

$$Q = \alpha(t_{\text{ст}} - t_p)F \quad (8)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К), який характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею тіла та оточуючим середовищем,

$t_{\text{ст}}$ – температура поверхні (стінки), $^\circ\text{C}$,

t_p – температура середовища (рідини), $^\circ\text{C}$,

F – площа поверхні теплообміну, м².

Тепловий потік, віднесений до одиниці площі плоскої поверхні, називається густиною теплового потоку, Вт/м²:

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha(t_{\text{ст}} - t_p). \quad (9)$$

Тепловий потік, віднесений до одиниці довжини циліндричної стінки, називається лінійною густиною теплового потоку, Вт/м:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \alpha \pi d (t_{ст} - t_p), \quad (10)$$

де l – довжина циліндричної стінки, м; d – діаметр, м.

Коефіцієнт тепловіддачі α визначається із критерію Нусельта Nu :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (11)$$

звідки

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (12)$$

де l – лінійний розмір, при вертикальному розташуванні – це довжина l , при горизонтальному розташуванні циліндричної стінки – діаметр d , м.

3.2 Розв'язання задач

3.2.1. *Задача:* Визначити число Грасгофа Gr для повітря $t_p=40^\circ\text{C}$, що омиває горизонтально розташовану трубу $d=100$ мм, температура стінки якої $t_c=100^\circ\text{C}$.

Дано: рідина – повітря;

$$t_p=40^\circ\text{C}$$

$$t_c=100^\circ\text{C}$$

$$d=100\text{ мм}=0,1\text{ м}$$

Знайти: Gr .

Розв'язання:

Знайдемо визначальну температуру повітря в пристінному шарі, що омиває поверхню:

$$t_0 = \frac{t_p + t_c}{2} = \frac{40 + 100}{2} = 70^\circ\text{C}$$

За визначальною температурою знаходимо фізичні параметри повітря:

кінематична в'язкість $\nu=20,02 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$, коефіцієнт об'ємного розширення:

$$\beta = \frac{1}{t_0 + 273} = \frac{1}{343} = 2.9 \cdot 10^{-3} 1/\text{K}$$

Визначальним розміром для горизонтально розташованої труби є діаметр d .

Визначаємо число Gr :

$$Gr = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \beta (t_c - t_p) = \frac{9.8 \cdot 0.1^3}{(20.02 \cdot 10^{-6})^2} 2.9 \cdot 10^{-3} (100 - 40) = 4.28 \cdot 10^6$$

3.2.2. *Задача:* Визначити режим руху повітря для попередньої задачі.

Розв'язання: Для рішення задачі потрібно знайти добуток $Gr \cdot Pr$ та порівняти з критичними значеннями, наведеними в таблиці 1.

Таблиця 1 - Режим руху рідини та критеріальні рівняння для вільної конвекції в необмеженому середовищі

Значення $Gr \cdot Pr$	Режим руху	Критеріальне рівняння
$10^{-4} \dots 10^{-3}$	плівковий	$Nu=0,5$
$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	ламінальний	$Nu=1,18(Gr \cdot Pr)^{1/8}$
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	перехідний	$Nu=0,54(Gr \cdot Pr)^{1/4}$
$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$	турбулентний	$Nu=0,135(Gr \cdot Pr)^{1/3}$

Для повітря при $t_0=70^\circ\text{C}$ знайдемо з таблиць $Pr=0,694$.

$Gr \cdot Pr = 4.28 \cdot 10^6 \cdot 0,694 = 2,9 \cdot 10^6$, що означає, що режим течії перехідний.

3.2.3. *Задача:* Для попередньої задачі визначити коефіцієнт тепловіддачі, α , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Розв'язання: Для перехідного режиму критеріальне рівняння для визначення числа Нуссельта має вигляд (табл.1):

$$Nu = 0,54(Gr \cdot Pr)^{1/4}$$

$$Nu = 0,54(2,9 \cdot 10^6)^{1/4} = 22,4$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо з формули (12):

де λ - теплопровідність повітря, $\lambda_{t=70^\circ\text{C}} = 0,0296 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha = \frac{22,4 \cdot 0,0296}{0,1} = 6,63 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3.2.4. *Задача:* Визначити втрати теплоти в навколишнє середовище з поверхні труби, діаметром $d=100 \text{ мм}=0,1 \text{ м}$, довжиною $L=3 \text{ м}$ при умовах попередніх задач.

Розв'язання: Втрати розраховуються (тепловий потік) за законом Ньютона - Ріхмана:

$$Q = \alpha(t_c - t_p)F = \alpha(t_c - t_p)\pi dL$$
$$Q = 6,63 \cdot (100 - 40) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 3 = 375 \text{ Вт}$$

Проаналізуємо розмірність отриманої величини:

$$\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \cdot [\text{К}] \cdot [\text{м}^2] = [\text{Вт}].$$

Контрольні задачі

1. Визначити режим руху рідини (води та повітря) вздовж вертикальної труби довжиною $L=1 \text{ м}$, температура стінки якої $t_c=60^\circ\text{C}$, температура рідини $t_p=40^\circ\text{C}$.
2. Визначити коефіцієнт тепловіддачі та лінійний тепловий потік для зазначених вище умов теплообміну, якщо діаметр труби $d=38 \text{ мм}$.

Практична робота №4. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНІЙ КОНВЕКЦІЇ

4.1 Теоретичні відомості

Конвекція теплоти – це процес переносу теплоти при переміщенні об'ємів рідини із області з однією температурою в область з іншою температурою [1]. Тобто процес переносу теплоти нерозривно пов'язаний з переносом самого середовища (рідини). Рух рідини може бути ламінарним, перехідним або турбулентним. Режим течії визначають за значенням числа Рейнольдса. Для труб круглого перерізу розташованих горизонтально число Рейнольдса розраховується за формулою:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (13)$$

де w - середня швидкість рідини, м/с, d - внутрішній діаметр труби, м, ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с. При $Re < Re_{кр1} \cong 2320$ течія є ламінарною, при $Re > Re_{кр2} \cong 10^4$ течія є турбулентною, при $Re_{кр1} < Re < 10^4$ – режим течії називають перехідним [2].

Кількість теплоти, яка передається від гарячої поверхні з температурою $t_{ст}$ до холодної рідини з температурою t_p в одиницю часу визначається за законом Ньютона-Ріхмана (8).

Коефіцієнт тепловіддачі визначають використовуючи емпіричні залежності теорії подібності, які мають загальний вигляд:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, Pr_{ст}) \quad (14)$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ - число Нуссельта, безрозмірний комплекс, який являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі; $Gr = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \beta (t_{cm} - t_p)$ - число Грасгофа, яке характеризує відношення під'ємних сил, що утворюються внаслідок різниці густин холодної і нагрітої рідини до сил в'язкості, де β , 1/К – коефіцієнт об'ємного розширення рідини; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - число Прандля, характеризує співвідношення молекулярних сил переносу кількості руху і теплоти, знаходиться за таблицями властивостей рідини: Pr – знаходиться за середньою температурою рідини, $Pr_{ст}$ – за температурою стінки (див. Таблиця Д2.1). Аналітичний вигляд (14) залежить від режиму течії (табл. 2).

Таблиця 2 – Емпірична формула для визначення числа Nu в залежності від режиму течії в каналі [2]

Режим	$Nu = f(Re, Gr, Pr, Pr_{ст})$
ламінарний	$Nu = 0.17 Re^{0.33} Gr^{0.1} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0.25}$
перехідний	$Nu = 2.26 \cdot 10^{-4} Re^{1.3} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0.25}$
турбулентний	$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0.25}$

Теплоту, яку сприймає рідина в процесі нагрівання від температури t_{p1} до температури t_{p2} від гарячої стінки каналу (труби діаметром d , м) можна визначити із рівняння теплового балансу:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_{p2} - t_{p1}) = \rho \cdot w \cdot f \cdot c_p \cdot (t_{p2} - t_{p1}) \quad (14)$$

де $G = \rho w f$, кг/с – масова витрата рідини, c_p , Дж/(кг·К) – теплоємність рідини та ρ , кг/м³ – густина рідини, знаходяться за середньою температурою рідини, $f = \frac{\pi d^2}{4}$, м² – площа перетину каналу (круглої труби), в інших випадках розраховується відповідно до геометрії перерізу.

Основні критерії подібності, що входять в критеріальні рівняння конвективної тепловіддачі:

$$\begin{aligned}
&\text{Критерій Нуссельта: } Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \\
&\text{Критерій Прандтля: } Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \nu/a \\
&\text{Критерій Рейнольдса: } Re = w \cdot l \cdot \rho / \mu = w \cdot l / \nu \\
&\text{Критерій Грасгофа: } Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t \\
&\text{Критерій Пекле: } Pe = Re Pr = w \cdot l / a.
\end{aligned}
\tag{15}$$

Величини, що входять в наведені вирази, надані в таблиці 3.

Таблиця 3 - Позначення величин та їх розмірності

Назва	Позначення	Розмірність
Коефіцієнт тепловіддачі	α	Вт/(м ² ·К)
Коефіцієнт об'ємного розширення	β	1/К
Коефіцієнт теплопровідності	λ	Вт/(м·К)
Динамічний коефіцієнт в'язкості	μ	Па·с
Кінематичний коефіцієнт в'язкості	ν	м ² /с
Густина	ρ	кг/м ³
Коефіцієнт температуропровідності	a	м ² /с
Питома теплоємність (ізобарна)	c	Дж/(кг·К)
Прискорення вільного падіння	g	м ² /с
Визначальний розмір	l	м
Різниця температур	Δ	К
Швидкість	w	м/с

Визначальним розміром при розв'язаннях задач вимушеної конвекції l (в формулах 15) є діаметр d або для некруглих перетинів (прямокутник, квадрат, кільце, тощо) - *діаметр еквівалентний* $d_{\text{екв}} = 4f/\Pi$, де f – площа поперечного перетину, м², Π – периметр поперечного перетину, м. Якщо відношення довжини труби l до її діаметра d менше за 50 ($l/d < 50$), при розрахунках коефіцієнта тепловіддачі вводять виправлення ε_l , яке враховує вплив на теплообмін початкової стабілізуючої ділянки каналу (табл.4):

$$\alpha_l = \alpha \cdot \varepsilon_l \tag{16}$$

Таблиця 4 – Значення коефіцієнта ε_l

Значення Re	Відношення l/d				
	10	20	30	40	50 та більше
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1

При поперечному обтіканні потоком рідини круглого каналу зовнішнім діаметром d для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі використовують наступні критеріальні рівняння [2]:

для режиму $Re=10\div 10^3$

$$Nu = 0,59 Re^{0,47} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (17)$$

для режиму $Re=10^3\div 2\cdot 10^5$

$$Nu = 0,21 Re^{0,62} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (18).$$

Визначальним розміром є зовнішній діаметр труби, визначальною температурою – середня температура потоку. Якщо потік набігає під кутом $\psi < 90^\circ$, вводять виправлення на кут атаки. Для значень $\psi = 30\div 90^\circ$ можна скористатися формулою

$$\varepsilon_\psi = (1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi) \quad (19).$$

4.2 Розв'язання задач

4.2.1 *Задача:* У трубці діаметром $d=9$ мм рухається вода зі швидкістю $w=0,5$ м/с. Температура стінки трубки $t_c=80^\circ\text{C}$. Яку довжину повинна мати трубка, щоб при температурі води на вході $t_{p1}=40^\circ\text{C}$, її температура на виході була $t_{p2}=50^\circ\text{C}$ [4].

Дано: рідина – вода;

$$w=0,5 \text{ м/с}$$

$$t_{p1}=40^\circ\text{C}$$

$$t_{p2}=50^\circ\text{C}$$

$$t_c=80^\circ\text{C}$$

$$d=9 \text{ мм}=0,009 \text{ м}$$

Знайти: l ?

Розв'язання: Знайдемо визначальну температуру для води:

$$t_0 = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{40 + 50}{2} = 45^\circ\text{C}$$

За визначальною температурою знаходимо фізичні параметри води:

$$\text{кінематична в'язкість } \nu = 0,6125 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\text{теплопровідність } \lambda = 0,6415 \text{ Вт/(м.К)}$$

$$\text{число Прандтля для рідини } Pr = 3,925$$

$$\text{число Прандтля при температурі стінки } Pr_{ct} = 2,21.$$

За числом Рейнольдса визначимо режим руху рідини:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,5 \cdot 0,009}{0,6125 \cdot 10^{-6}} = 7346$$

що відповідає *перехідному* режиму (табл.2). Скористаємося залежністю із табл.2

$$Nu = 2,26 \cdot 10^{-4} Re^{1,3} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 2,26 \cdot 10^{-4} (7346)^{1,3} (3,925)^{0,4} \left(\frac{3,925}{2,21} \right)^{0,25} = 48$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м².К):

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{48 \cdot 0,6415}{0.009} = 3411$$

Потужність теплового потоку, підведеного до води в процесі нагрівання, визначимо з рівняння теплового балансу:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_{p2} - t_{p1}) = \rho \cdot w \cdot f \cdot c_p \cdot (t_{p2} - t_{p1}) = 1000 \cdot 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,009^2 \cdot 4190 \cdot (50 - 40) / 4 = 1332 \text{ Вт}$$

Довжина труби із (8), м:

$$l = \frac{Q}{\pi \alpha d (t_{ct} - t_o)} = \frac{1332}{3,14 \cdot 3411 \cdot 0,009 \cdot (80 - 45)} = 0,39$$

Перевіряємо відношення $l/d=44$, що менше за 50, виправлення на довжину каналу вводити треба, $\epsilon_l=1,018$.

4.2.2 Задача: Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від поперечного потоку димових газів наступного об'ємного складу: $\bar{p}_{H_2O} = 0.11$; $\bar{p}_{CO_2} = 0.13$; $\bar{p}_{N_2} = 0.76$ до стінок труб котельного пучка. Труби діаметром $d=80$ мм розташовані в шаховому порядку. Поперечний і поздовжній кроки труб відповідно: $s_1=2,5d$; $s_2=2d$. Середня швидкість потоку у вузькому перетині пучка $w=10$ м/с. За напрямленням потоку газу пучок складається із чотирьох рядів труб з однаковою поверхнею (рис. 5). Температура газу перед пучком $t_{p1}=1100^\circ\text{C}$, за пучком $t_{p2}=900^\circ\text{C}$. Забруднення поверхні труб не враховувати.

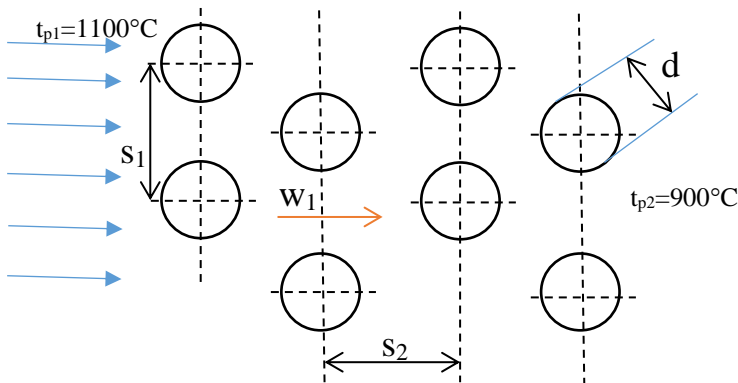


Рис.5 – Пучок труб з шаховим розташуванням

Розв'язання.

Дано: $d=80$ мм

$s_1=2,5d$; $s_2=2d$

$w=10$ м/с

$t_{p1}=1100^\circ\text{C}$

$t_{p2}=900^\circ\text{C}$

$N=4$

Знайти: $\alpha_{сер}$

Знайдемо визначальну температуру димових газів:

$$t_0 = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{1100 + 900}{2} = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

За визначальною температурою знаходимо фізичні параметри димових газів:

кінематична в'язкість $\nu = 174,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,

теплопровідність $\lambda = 0,109 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

число Прандтля для рідини $Pr = 0,58$. За визначальний розмір прийнятий зовнішній діаметр труби d , за визначальну швидкість – швидкість у самому вузькому перетині пучка.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,08}{174,3 \cdot 10^{-6}} = 4590$$

Розрахунок тепловіддачі для поперечного обтікання газами пучків труб з чистою поверхнею розраховують за формулами для $10^3 \leq Re \leq 10^5$:

для коридорного розташування труб:

$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} \varepsilon_s$$

для шахового розташування

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \varepsilon_s$$

ε_s – виправлення, що враховує вплив відносних кроків: для коридорного розташування $\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0,15}$; для шахового розташування пучка труб: при $\frac{s_1}{s_2} < 2$, $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$, при $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$, $\varepsilon_s = 1,12$ [4].

Для шахового розташування маємо: $\frac{s_1}{s_2} = \frac{2,5d}{2d} = 1,25 < 2$, $\varepsilon_s = (1,25)^{\frac{1}{6}} = 1,04$

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \varepsilon_s = 0,41 (4590)^{0,6} (0,58)^{0,33} 1,04 = 55$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі для третього та наступних рядів:

$$\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{55 \cdot 0,109}{0,08} = 75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі для труб першого ряду і коридорного, і шахового розташування визначається як $\alpha_1 = 0,6 \cdot \alpha_3$, для труб другого ряду коридорного розташування $\alpha_2 = 0,9 \cdot \alpha_3$, шахового розташування визначається як $\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_3$:

$$\alpha_1 = 0,6 \cdot \alpha_3 = 0,6 \cdot 75 = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_3 = 0,7 \cdot 75 = 52,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

При однаковій поверхні рядів середній коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{\text{сер}} = \frac{1}{N} (\alpha_1 + \alpha_2 + (N - 2) \alpha_3) = \frac{1}{4} (45 + 52,5 + (4 - 2) 75) = 62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Контрольні задачі

1. Визначити довжину пучка труб коридорного розташування, який поперечно омиває потік повітря. Пучок складають труби діаметром $d = 0,05 + 0,001n$ (n –

- номер за списком академгрупи). Поперечний і поздовжній кроки труб відповідно: $s_1=2d$; $s_2=2,5d$. Середня швидкість потоку у вузькому перетині пучка $w=8$ м/с. За направленням потоку газу пучок складається із *шести рядів труб* по 4 труби в ряду з однаковою площею поверхні. Температура газу перед пучком $t_{p1}=400^\circ\text{C}$, за пучком $t_{p2}=100^\circ\text{C}$, температура стінки $t_c=500^\circ\text{C}$. Теплова потужність $Q=100$ кВт. Забруднення поверхні труб не враховувати.
2. Визначити коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні трубки діаметром $d=20+n$ мм водою, якщо кут атаки потоку $\psi=30+n,^\circ$, температура води $t_p=90^\circ\text{C}$, стінки $t_c=10+0,5n^\circ\text{C}$. Швидкість потоку $w=0,01n+0,05$, м/с.

Практична робота №5. ПРОМЕНЕВИЙ ТЕПЛООБМІН

5.1 Теоретичні відомості

Закон Стефана-Больцмана встановлює залежність між густиною потоку інтегрального напівсферичного випромінювання E_0 від абсолютної температури T , К:

$$E_0 = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda = \sigma_0 T^4 \quad (17)$$

де σ_0 – стала Стефана-Больцмана, $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-4}$, Вт/(м²·К⁴)

Для зручності практичних розрахунків (17) представляють у вигляді:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (18)$$

де $c_0 = 5,67$, Вт/(м²·К⁴) – випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла.

Для сірих тіл (13) має вигляд: $E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$ (19)

де ε - коефіцієнт теплового випромінювання, c – випромінювальна здатність сірого тіла, Вт/(м²·К⁴).

У випадку теплообміну в системі тіл з плоскопаралельними поверхнями густина результуючого випромінювання визначається із співвідношення:

$$E_p = q_{1-2} = c_0 \varepsilon_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (20)$$

де T_1, T_2 – температури поверхонь, що випромінюють, К; $\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ - зведена

ступінь чорноти, Вт/(м²·К⁴), $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - ступінь чорноти тіл, що складають систему [2].

5.2 Розв'язання задач

5.2.1. *Задача:* Обмурівка топкової камери парового котла виконана із шамотної цегли, зовнішня обшивка – з листової сталі. Відстань між ними можна вважати малою порівняно з розмірами стін топки. Розрахувати втрати теплоти в оточуюче середовище з одиниці поверхні в одиницю часу в умовах стаціонарного режиму за

рахунок променевого теплообміну між поверхнями обмурівки і обшивки. Температура зовнішньої поверхні обмурівки $T_1=500\text{K}$, а температура сталеної обшивки $T_2=300\text{K}$. Ступінь чорноти шамоту $\varepsilon_1=0,8$, листової сталі $\varepsilon_2=0,6$ [4].

Розв'язання.

Дано: $T_1=500\text{K}$

$T_2=300\text{K}$

$\varepsilon_1=0,8$

$\varepsilon_2=0,6$

Знайти: E -?

Визначимо зведену ступінь чорноти системи:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1} = 0,52$$

Результуюче випромінювання:

$$E_p = q_{1-2} = c_0 \varepsilon_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,52 \cdot \left[\left(\frac{500}{100} \right)^4 - \left(\frac{300}{100} \right)^4 \right] = 1609, \text{ Вт/м}^2$$

Контрольні задачі

1. Поверхня сталеного виробу має температуру $t_c = 727^\circ\text{C}$ ступінь чорноти $\varepsilon_c=0,7$. Випромінюючу поверхню можна вважати сірою. Визначити густину власного випромінювання поверхні виробу.
2. Нагрівання сталеної заготовки здійснюється в муфельній електричній печі з температурою стінки $t_2 = 1100^\circ\text{C}$. Ступінь чорноти поверхні сталеної заготовки $\varepsilon_1=0,8$ (середня за період нагрівання) і ступінь чорноти шамотної стінки муфельної печі $\varepsilon_2=0,7$. Площа поверхні печі, що приймає участь в променевому теплообміні, F_2 значно більша площі поверхні заготовки F_1 , тобто $F_1 \ll F_2$. Розрахувати значення густини променевого потоку в залежності від температури заготовки в процесі її нагрівання і побудувати графік залежності. Розрахунки провести для значень температур $t_1 = 20; 100; 300; 500; 700^\circ\text{C}$.
3. За умов попередньої задачі розрахувати густину теплового потоку, якщо співвідношення площ становить $F_1/F_2=1/5$ [4].

Практична робота №6. ТЕПЛООБМІН ПІД ЧАС ЗМІНИ АГРЕГАТНОГО СТАНУ РЕЧОВИНИ

6.1 КОНДЕНСАЦІЯ. Теоретичні відомості

Процес переходу пари в рідкий стан з відводом теплоти називається *конденсацією*. Конденсація пари від стану сухого насичення до стану води, що кипить, відбувається в ізобарно-ізотермічному процесі ($T_s=\text{const}$, $p_s=\text{const}$). Теплота, яка відводиться в процесі конденсації називається теплотою фазового переходу (позначається r , кДж/кг). Дані про температуру, тиск, теплоту фазового переходу та інші параметри водяної пари можна визначити за додатком Д.3 або за довідниками [3-4]. Розрізняють крапельну та плівкову конденсацію.

Рух плівки конденсату на поверхні *горизонтальних труб* відповідає ламінарному режиму при $Re_n < 40$, рух плівки конденсату на поверхні *вертикальних труб* відповідає ламінарному режиму при $Re_n < 100$ та турбулентному режиму при $Re_n > 400$. Інтенсивність тепловіддачі при фазових переходах визначають за допомогою критеріальних рівнянь. Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари рекомендується використовувати критеріальну залежність:

$$Nu = C(Ga \cdot Pr \cdot K)^n \quad (21)$$

де C, n - коефіцієнт і показник степені, що залежать від режиму стікання плівки, розташування та способу організації поверхні теплообміну; $Ga = \frac{gl^3}{\nu^2}$ - критерій Галілея; Pr - критерій Прандтля; $K = \frac{r}{c\Delta t}$ - критерій фазового переходу, або критерій Кутателадзе, c - теплоємність, Дж/(кг·К), $\Delta t = t_s - t_c$, °С.

При конденсації пари на зовнішній поверхні пучка горизонтальних труб та при ламінарному режимі стікання плівки конденсату використовують таке критеріальне рівняння:

$$Nu = 0.728(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0.25} \quad (22)$$

При конденсації пари на вертикальних поверхнях теплообміну критеріальне рівняння має вигляд:

для ламінарного режиму стікання плівки, коли $(Ga \cdot Pr \cdot K) < 10^{15}$:

$$Nu = 1,15(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0.25} \quad (23)$$

для турбулентного режиму стікання плівки, коли $(Ga \cdot Pr \cdot K) > 10^{15}$:

$$Nu = 0,0646(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,33} \quad (24)$$

У рівняннях (22)-(24) фізичні й теплофізичні властивості відносять до плівки конденсату при її середній температурі $t = (t_c + t_s)/2$; визначальним геометричним параметром є діаметр труб для горизонтальних апаратів і висота труб для вертикальних теплообмінників.

Критеріальні рівняння (22)-(24) можна розглядати відносно фізико-хімічних величин, що до них входять, та одержати функціональну залежність коефіцієнта тепловіддачі від факторів, що впливають на процес.

Товщина конденсатної плівки при плівковій конденсації, м:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu l\Delta t}{\rho^2 gr}} \quad (25)$$

коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К):

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x} \quad (26)$$

де l - довжина, м; ρ, μ, λ - густина, в'язкість і теплопровідність плівки конденсату відповідно при температурі конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації на вертикальних трубах приблизно в 1,2 разу вищий, ніж при конденсації на горизонтальних трубах при однакових умовах (питомому тепловому потоці, різниці температур і тиску пари).

Орієнтовні значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації чистої (без домішок газів) водяної пари на поверхні пучка вертикальних труб становлять 5000 - 15000 Вт/(м²·К), при конденсації пари органічних рідин $\alpha = (800 - 3000)$ Вт/(м²·К).

Продуктивність апарата за конденсатом G , кг/с можна визначити за залежністю:

$$G = \frac{Q}{r} \quad (27)$$

де $Q = \alpha F \Delta t$, кВт, потужність теплового потоку.

6.2 Розв'язання задач

6.2.1. *Задача:* На поверхні вертикальної труби висотою $H=3$ м відбувається плівкова конденсація сухої насиченої пари. Тиск пари $p=2,5 \cdot 10^5$ Па. Температура поверхні труби $t_c=123^\circ\text{C}$. Визначити товщину плівки конденсату δ_x і значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі α_x в залежності від відстані x , що дорівнює 0,1 м, 0,2 м, 0,4 м, 0,6 м, 1,0 м, 2 м, 3 м [4].

Розв'язання.

Дано: $H=3$ м

$x=0,1$ м, 0,2 м, 0,4 м, 0,6 м, 1,0 м, 2 м, 3 м.

$p=2,5 \cdot 10^5$ Па

$t_c=123^\circ\text{C}$

Визначити: δ_x , α_x , побудувати залежність.

За тиском $p=2,5 \cdot 10^5$ Па за таблицею Д3 визначаємо температуру насичення $t_s=127^\circ\text{C}$. Визначимо за таблицею також теплоту фазового переходу $r=2188$ кДж/кг. $t_c < t_s$ – умова перебігу процесу конденсації виконується.

Середня температура конденсатної плівки

$t=(t_c+t_s)/2=(123+127)/2=125^\circ\text{C}$. За температурою визначаємо властивості води за таблицею Д2.

$\nu=0,242 \cdot 10^{-6}$ м²/с

$c=4,174$ кДж/(кг·К)

$Pr=1,41$.

Розрахуємо критерій Галілея для $x=0,1$ м ($l=x$) та критерій Кутателадзе:

$$Ga = \frac{gl^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 0,1^3}{(0,242 \cdot 10^{-6})^2} = 1,67 \cdot 10^{11}$$

$$K = \frac{r}{c\Delta t} = \frac{2188}{4,174(127-123)} = 131$$

Добуток $Ga \cdot Pr \cdot K = 1,67 \cdot 10^{11} \cdot 1,41 \cdot 131 = 3 \cdot 10^{13} < 10^{15}$

За (23) визначаємо критерій Нусельта:

$$Nu = 1,15(3 \cdot 10^{13})^{0.25} = 2711$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К):

$$\alpha_x = \frac{Nu \cdot \lambda}{x} = \frac{2711 \cdot 0,686}{0,1} = 18603$$

Товщина конденсатної плівки, м:

$$\delta_x = \frac{\lambda}{\alpha_x} = 3,7 \cdot 10^{-5}$$

Контрольні задачі

1. Розв'язати задачу для $x = 0,2$ м, $0,4$ м, $0,6$ м, $1,0$ м, 2 м, 3 м, побудувати графічні залежності. Визначити продуктивність апарата за конденсатом G , кг/с, якщо діаметр труби $d=0,2$ м.

6.3 КИПІННЯ. Теоретичні відомості

Кипінням називається процес переходу речовини з рідкого стану в пароподібний в об'ємі рідини, яка нагріта до температури вищої за температуру насичення. В промислових пристроях кипіння відбувається в умовах вимушеної або природної циркуляції. При цьому спостерігається два режими кипіння – плівковий і бульбашковий.

При бульбашковому кипінні у великому об'ємі коефіцієнт тепловіддачі може бути розрахований за формулою:

$$\text{при } Re \geq 10^{-2}, Nu = 0.125 Re^{0.65} Pr^{1/3} \quad (28)$$

$$\text{при } Re \leq 10^{-2}, Nu = 0.0625 Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (29)$$

$$Re = \frac{q \cdot l}{r \rho'' v}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, Pr = \frac{v}{a}, l = \frac{c_p \rho'}{(r \rho'')^2} \sigma T_s,$$

де v - кінематична в'язкість рідини, m^2/s ,

c_p - теплоємність, $kJ/kg \cdot K$,

r - теплота пароутворення, kJ/kg ,

λ - коефіцієнт теплопровідності, $W/(m \cdot K)$,

a - коефіцієнт температуровідності, m^2/s ,

σ - коефіцієнт поверхневого натягу, N/m . Значення визначаються за температурою насичення t_s . Для води l і $1/(r \rho'' v)$ в залежності від t_s наведені в таблиці 5 [6].

Критичне теплове навантаження визначається за формулою:

$$q_{кр} = Re_{кр} (r \rho'' v / l) \text{ де:}$$

$$Re_{кр} = 68 Ar^{4/9} Pr^{-1/3} \quad (30)$$

де критерій Архімеда $Ar = g \frac{l^3 \rho' - \rho''}{v^2 \rho'}$.

6.4 Розв'язання задач

6.4.2 Задача: Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби випаровувача до води, що кипить, якщо теплове навантаження поверхні нагріву $q = 2 \cdot 10^5$ Вт/м², режим кипіння бульбашковий, вода знаходиться під тиском $p = 2 \cdot 10^5$ Па.

Розв'язання:

Дана: $p = 2 \cdot 10^5$ Па

$q = 2 \cdot 10^5$ Вт/м²

Знайти: α -?

Таблиця 5 – Значення l , $\frac{1}{r \rho'' v}$, $\frac{\lambda}{r \rho'' v}$

$t_s, ^\circ\text{C}$	$l \cdot 10^6, \text{ м}$	$\frac{l}{r\rho''v} \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{Вт}$	$\frac{\lambda}{r\rho''v} \times 10^2, 1/^\circ\text{C}$
30	16 450	276 870	1040
50	2 305	20 894	587
100	48,7	122	172
150	2,82	2,58	60,5
200	0,296	0,123	27,5
250	0,0451	0,00989	13,6

Для води значення l , $\frac{l}{r\rho''v}$ в залежності від температури наведено в табл. 5. При $p=2 \cdot 10^5$ Па за температурою насичення $t_s=120,2^\circ\text{C}$, $\lambda=0,686$ Вт/м.К, $Pr=1,47$. За таблицею знаходимо $l = 14,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, $\frac{l}{r\rho''v} = 22,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{Вт}$

Число Рейнольдса $Re = \frac{ql}{r\rho''v} = 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} = 4.51$

При бульбашковому кипінні рідини у великому об'ємі коефіцієнт тепловіддачі може бути розрахований за формулою (28) або (29). Т.я. $Re > 10^{-2}$:

$$Nu = 0.125 Re^{0.65} Pr^{1/3} = 0,125(4,51)^{0.65} (1,47)^{1/3} = 0,378$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{l} = 0.378 \frac{0.686}{14.08 \cdot 10^{-6}} = 18400 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Контрольні задачі

1. Розв'язати задачу за умов $q = 3,5 \cdot 10^5$ Вт/м², режим кипіння бульбашковий, вода знаходиться під тиском $p = 2,6 \cdot 10^5$ Па.

2. Визначити критичне теплове навантаження при кипінні води у великому об'ємі при тиску $p = 2,2 \cdot 10^5$ Па.

Практична робота №7. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

7.1 Теоретичні відомості

Процес переносу теплоти від однієї рідини до іншої через стінку, що їх розділяє, називається *теплопередачею*. Рівняння теплопередачі для пласкої стінки при постійних температурах теплоносіїв (рис.7.1) для стаціонарних процесів має наступний вигляд:

$$Q = k(t_{p1} - t_{p2})F \quad (31)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), t_{p1}, t_{p2} – температури рідин, F – площа поверхні теплообміну, м².

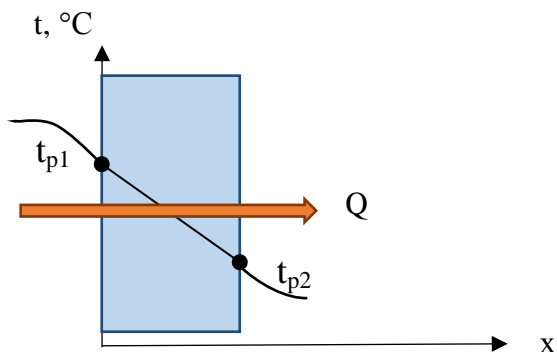


Рис.7.1 – Теплопередача через пласку стінку

Відповідно розмірність коефіцієнту теплопередачі:

$$[k] = \left[\frac{Q}{F(t_{p1} - t_{p2})} \right] = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Величина, зворотня k , називається загальним термічним опором R_m , для багат шарової пласкої стінки, яка складається з n шарів:

$$R_T = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (32)$$

α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі, розраховуються як показано в практичних роботах №№ 3-4.

Температури теплоносіїв в теплообмінних апаратах, як правило, змінюються вздовж поверхні теплообміну, тобто температури теплоносіїв змінюються і в часі, і уздовж поверхні теплообміну $[t = \psi(\tau, F)]$.

Теплопередача при змінних температурах залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв, схеми яких показані на рис. 7.2

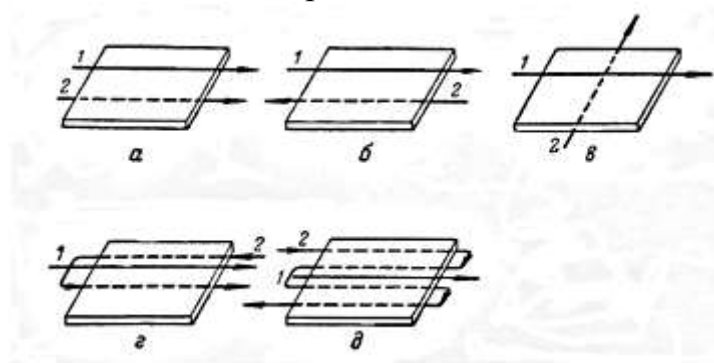


Рис. 7.2 - Схеми напрямку руху рідин 1 і 2 при теплопередачі:

а - прямотечія; б - протитечія; в - перехресна течія; г - одноразова змішана течія; д - багаторазова змішана течія

Схема зміни температури при прямотоці та протитоці теплоносіїв показана на рис.7.3

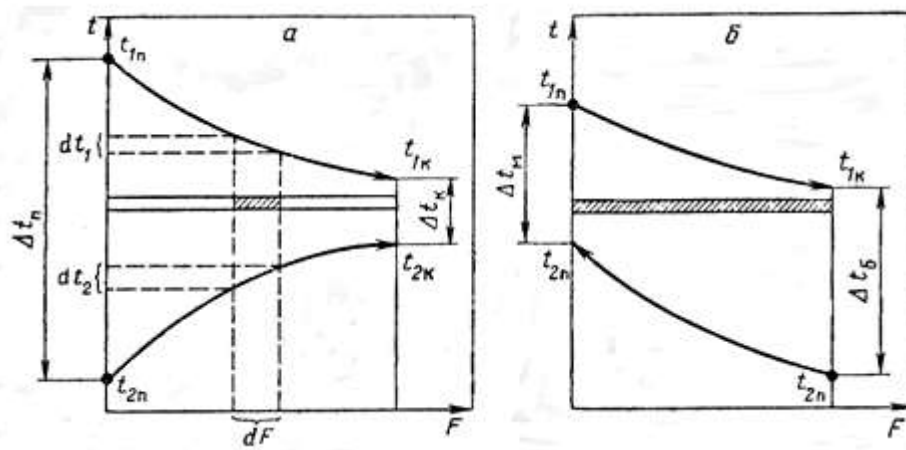


Рис. 7.3 - Зміна температури теплоносіїв при прямо- та протитоці

Середній температурний напір для теплообмінних апаратів визначається:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\epsilon}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\epsilon}}} \quad (33)$$

де для прямотоку: $\Delta t_{\delta} = t_{1n} - t_{2n}$; $\Delta t_{\epsilon} = t_{1k} - t_{2k}$; для протитоку: $\Delta t_{\delta} = t_{1k} - t_{2n}$, $\Delta t_{\epsilon} = t_{1n} - t_{2k}$; t_{1n}, t_{1k} - температура рідини 1 на вході та виході з теплообмінника, t_{2n}, t_{2k} - температура рідини 2 на вході та виході з теплообмінника.

Якщо $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\epsilon}} \leq 2$, середній температурний напір можна розрахувати за:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\epsilon}}{2} \quad (34)$$

7.2 Розв'язання задач

7.2.1 *Задача:* В повітряпідігрівачеві повітря нагрівається від температури $t_{п2}=20^{\circ}\text{C}$ до $t_{к2}=210^{\circ}\text{C}$, а гарячі гази охолоджуються від температури $t_{п1}=410^{\circ}\text{C}$ до $t_{к1}=250^{\circ}\text{C}$. Визначити середній логарифмічний температурний напір між повітрям та газом для прямотечії та протитечії.

Розв'язання.

Дано: $t_{п2}=20^{\circ}\text{C}$

$t_{к2}=210^{\circ}\text{C}$

$t_{к1}=250^{\circ}\text{C}$.

$t_{п1}=410^{\circ}\text{C}$

Знайти: $\Delta t_{\text{прям.}} - ?$, $\Delta t_{\text{прот.}} - ?$

Згідно рис.7.3 температурний напір при прямотоці на вході:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1n} - t_{2n} = 410 - 20 = 390^{\circ}\text{C}$$

на виході:

$$\Delta t_{\epsilon} = t_{1k} - t_{2k} = 250 - 210 = 40^{\circ}\text{C}$$

Середній логарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} = \frac{390 - 40}{\ln \frac{390}{40}} = \frac{350}{2,277} = 153^{\circ}\text{C}$$

Температурний напір *при протитоці* з одного боку:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1\kappa} - t_{2n} = 250 - 20 = 230^{\circ}\text{C},$$

з іншого боку:

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_{1n} - t_{2\kappa} = 410 - 210 = 200^{\circ}\text{C}.$$

Середній логарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} = \frac{230 - 200}{\ln \frac{230}{200}} = \frac{30}{0,139} = 215^{\circ}\text{C}$$

Контрольні задачі

1. Олія марки МС-20 потрапляє в олієохолоджувач з температурою $t_{1\text{п}}=70^{\circ}\text{C}$ і охолоджується до температури $t_{1\kappa}=30^{\circ}\text{C}$. Температура охолоджуючої води на вході $t_{2\text{п}}=20^{\circ}\text{C}$. Визначити температуру води на виході з олієохолоджувача, якщо витрати олії та води відповідно $G_1 = 10000$ кг/год і $G_2 = 20400$ кг/год. Втратами в оточуюче середовище можна знехтувати.

2. Визначити площу поверхня нагрівання та число секцій водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі» (рис.7.4). Гріюча вода рухається внутрішньою сталевую трубою ($\lambda_{\text{с}}=45$ Вт/(м.К), діаметром $d_2/d_3=35/32$ мм та має температуру на вході $t'_{\text{р}1}=95^{\circ}\text{C}$. Витрати гріючої рідини $G_1=2130$ кг/год.

Вода, що нагрівається рухається протитечією кільцевим каналом між трубами і нагрівається від $t'_{\text{р}2}=15^{\circ}\text{C}$ до $t''_{\text{р}2}=45^{\circ}\text{C}$. Внутрішній діаметр зовнішньої труби $D=48$ мм. Витрати води, що нагрівається $G_2=3200$ кг/год. Довжина одної секції теплообмінника $l=1,9$ м. Втратами теплоти через зовнішню поверхню теплообмінника знехтувати.

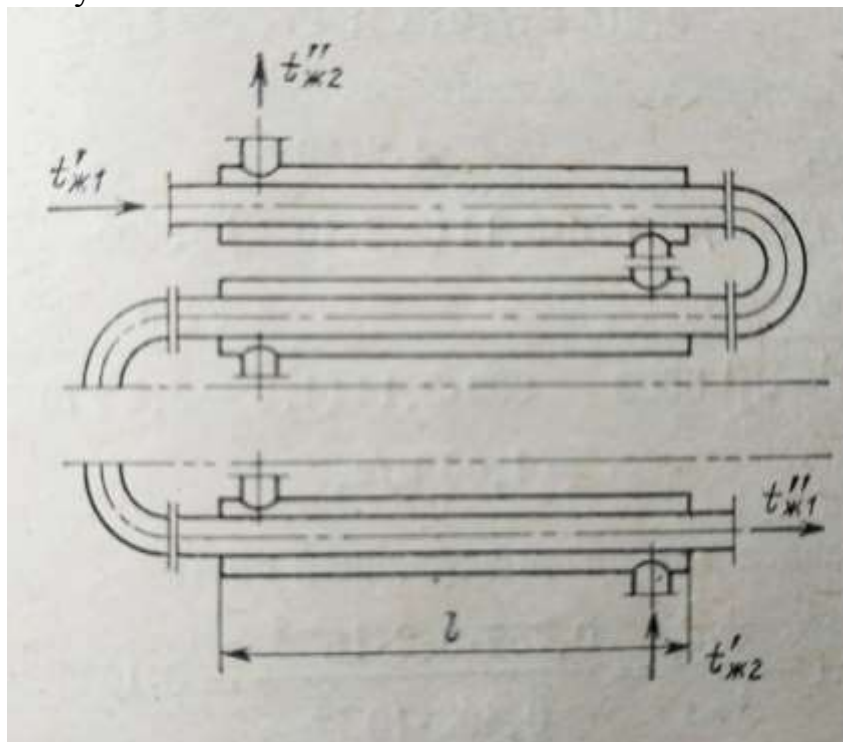


Рис. 7.4 – Теплообмінник типу «труба в трубі»

Практична робота №8. СУШІННЯ

8.1 Теоретичні відомості

Сушінням називається процес видалення вологи з речовини (найчастіше з твердого тіла) шляхом її термічного випаровування і відведення пари, що утворюється. Процес сушіння застосовується або на кінцевих стадіях технологічного процесу з метою забезпечення заданих фізико-механічних характеристик одержуваних продуктів, або на проміжних стадіях, якщо видалення вологи необхідно за технологічних причин. матеріал, що висушується, знаходиться в контакті з вологим газом. При конвективному сушінні сушильний агент передає матеріалу теплоту і переносить та видаляє вологу, що випаровується з матеріалу, тобто відіграє роль тепло- і вологоносія.

Вологий газ є сумішшю сухого газу з парою рідини. *Вологе повітря* можна вважати при невеликих тисках і позитивних температурах бінарною сумішшю ідеальних газів - сухого повітря і водяної пари. Відповідно до *закону Дальтона* тиск ідеальної газової суміші є сумою парціальних тисків її компонентів:

$$p = p_{\text{сг}} + p_{\text{п}}, \quad (35)$$

де p – тиск парогазової суміші; $p_{\text{сг}}$, $p_{\text{п}}$ – парціальні тиски сухого газу і пари відповідно. Максимально можливий вміст пари в газі, вище якого спостерігається конденсація, відповідає умовам насичення при визначеній температурі t і парціальному тиску $p_{\text{п.н.}}$.

Вологий газ як волого- і теплоносіє характеризується наступними основними параметрами.

Абсолютна вологість визначається масою пари, що міститься в одиниці об'єму вологого газу. Оскільки пара, як компонент бінарної суміші, займає весь об'єм вологого газу, поняття абсолютної вологості збігається з поняттям густини пари $\rho_{\text{п}}$ ($\text{кг}/\text{м}^3$) при температурі t газу і парціальному тиску пари $p_{\text{п}}$.

Відносна вологість являє собою ступінь насичення газу φ і виражається відношенням кількості пари рідини в газі до максимально можливого при даних температурі і загальному тиску або (що те ж саме) відношенням густини пари $\rho_{\text{п}}$ за даних умов до густини пари в стані насичення $\rho_{\text{п.н.}}$ за тих самих умов:

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{п.н.}}. \quad (36)$$

Відповідно до рівняння стану ідеальних газів (рівняння Менделєєва-Клапейрона) для пари у вільному і насиченому стані маємо:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п}} M_{\text{п}}}{RT}, \quad \rho_{\text{п.н.}} = \frac{p_{\text{п.н.}} M_{\text{п}}}{RT}, \quad (37)$$

де T – абсолютна температура газу, K , R – універсальна газова стала, що дорівнює $8314 \text{ Дж}/(\text{кг}K)$, $M_{\text{п}}$ – мольна маса пари, $p_{\text{п.н.}}$ – тиск насиченої пари при даній температурі і загальному тиску, Pa .

Підставляючи вираз (5.3) у рівняння (5.2), одержимо:

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{п.н.}} = p_{\text{п}} / p_{\text{п.н.}} \quad (38)$$

Відносна вологість є однією з найважливіших характеристик газу (повітря) як сушильного агента, що визначає його вологоємність, тобто його здатність до насичення парами вологи.

Вологовміст газу – маса пари (у кг), що міститься у вологому газі, яка приходить на 1 кг абсолютно сухого газу:

$$d = G_{\text{п}}/L = \rho_{\text{п}}/\rho_{\text{сг}}, \quad (39)$$

де $G_{\text{п}}$ - маса (масова витрата) пари, кг (кг/с), L - маса (масова витрата) абсолютно сухого газу, кг (кг/с), $\rho_{\text{п}}$ і $\rho_{\text{сг}}$ - густина відповідно пари і сухого газу в газовій суміші, кг/м³.

Для того, щоб установити зв'язок між вологовмістом і відносною вологістю, підставимо у (5.5) значення $\rho_{\text{п}}$ і $\rho_{\text{сг}}$, виражені через рівняння стану ідеального газу (5.3):

$$d = \rho_{\text{п}}/\rho_{\text{сг}} = \frac{p_{\text{п}}M_{\text{п}}}{RT} : \frac{p_{\text{пн}}M_{\text{п}}}{RT} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{сг}}} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{сг}}},$$

де $M_{\text{сг}}$ і $p_{\text{сг}}$ – мольна маса і парціальний тиск абсолютно сухого газу.

З огляду на те, що $p_{\text{сг}} = P - p_{\text{п}}$ (з 5.1) і $p_{\text{п}} = \varphi p_{\text{пн}}$ (з 5.4), одержимо

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{сг}}} \cdot \frac{\varphi p_{\text{пн}}}{P - \varphi p_{\text{пн}}}. \quad (40)$$

Для системи „водяна пара – повітря” рівняння (5.6) приймає вид (при $M_{\text{п}}=18$ кг/кмоль і $M_{\text{сг}}=29$ кг/кмоль):

$$d = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_{\text{пн}}}{P - \varphi p_{\text{пн}}}. \quad (41)$$

Питома ентальпія (I) парогазової суміші (у Дж/кг сухого газу) виражається також за правилом адитивності як сума питомих ентальпій сухого газу $I_{\text{сг}}$ і пари $I_{\text{п}}$:

$$I = I_{\text{сг}} + I_{\text{п}}d. \quad (42)$$

Питому ентальпію вільної (перегрітої) пари визначають за наступним рівнянням:

$$I_{\text{п}} = c_{\text{п}}t_{\text{н}} + r_{\text{н}} + c_{\text{п}}(t - t_{\text{н}}), \quad (43)$$

де $c_{\text{п}}$ – теплоємність конденсату пари; $t_{\text{н}}$ – температура насичення, що відповідає парціальному тиску пари в парогазовій суміші; $r_{\text{н}}$ – питома теплота паротворення при температурі насичення; t – температура вільної (перегрітої) пари, $c_{\text{п}}$ – теплоємність пари.

У рівнянні (5.11) $c_{\text{п}}t_{\text{н}} + r_{\text{н}} = I_{\text{пн}}$ – питома ентальпія пари при температурі насичення, що для ізольованої системи може бути виражена також рівнянням

$$I_{\text{пн}} = c_{\text{п}}t_{\text{н}} + r_0, \quad (44)$$

де r_0 - питома теплота пароутворення при $t=0$ °С.

З урахуванням вираження (5.12) рівняння (5.10) буде мати такий вигляд:

$$I = c_{\text{сг}}t + (r_0 + c_{\text{п}}t)d. \quad (45)$$

Рівняння (5.13) є базовим для побудови діаграм ентальпія – вологовміст (наприклад, діаграма Рамзіна–Мольє для вологого повітря).

8.2 I-d діаграма вологого повітря

На рис. 8.1 показана I-d (I-x) діаграма вологого повітря. I – ентальпія вологого повітря (кДж/кг), d (г/кг), x (кг/кг) – вологовміст.

Основні параметри вологого повітря (t , φ , $p_{\text{п}}$, I , d) взаємно пов'язані і змінюються в процесі сушіння. Цей взаємозв'язок найбільш наочно зображується графічно на діаграмі стану вологого повітря (рис. 8.1), запропонованої професором Л. К. Рамзіним у 1918 р., яка широко використовується при розрахунку процесу сушіння і сушильних апаратів. Діаграма побудована в координатах I - d за допомогою рівнянь (40) і (45) для барометричного тиску 745 мм рт. ст. (99,3 кПа), який можна вважати

середньорічним для східної Європи., але з достатньою точністю може застосовуватися в інтервалі $P = (99 \div 104)$ кПа, що є характерним для роботи конвективних сушарок. Для більш раціонального використання площі діаграми (з метою кращого розведення ліній $\varphi = \text{const}$) кут між осями прийнятий рівним 135° .

На $I - d$ діаграмі нанесені наступні лінії

- *постійного вологовмісту* ($d = \text{const}$), які після побудови перенесені на допоміжну горизонтальну вісь і представлені на діаграмі вертикальними лініями;
- *постійної ентальпії* ($I = \text{const}$), проведені під кутом 135° до ліній постійного вологовмісту;
- *постійних температур* (ізотерми $t = \text{const}$), побудовані за рівняннями

$$I = I_{\text{cr}} + I_{\text{n}}d.$$

та

$$I = c_{\text{cr}}t + (r_0 + c_{\text{n}}t)d.$$

і представлені у вигляді нахилених прямих ($I_{\text{n}} \approx 2493 + 1,97t$ кДж/кг, де $r_0 = 2493$ кДж/кг – ентальпія водяної пари при 0°C , $c_{\text{n}} \approx 1,97$ кДж/(кг·град – середня питома теплоємність перегрітої водяної пари), що з'єднують точки постійних температур при різних I та d ; ізотерми трохи збільшують свій нахил до горизонтальної осі в міру зростання температури;

- *постійної відносної вологості* ($\varphi = \text{const}$), які утворюють пучок кривих, що виходять з однієї точки (на діаграмі не показана) з координатами $t = -273^\circ\text{C}$ і $d = 0$ г/кг та проведені через точки перетину ізотерм з лініями вологовмісту, знайденого при заданих t і φ за допомогою рівняння (41); при температурі $99,4^\circ\text{C}$ криві $\varphi = \text{const}$ мають різкий перелом та йдуть практично вертикально вгору, оскільки при цьому тиск насиченої пари дорівнює барометричному тиску 745 мм рт. ст., для якого побудована діаграма, за межами температури насичення величина φ не залежить від температури і практично є величиною постійною, як і вологовміст d ;

- *парціального тиску пари* p_{n} – допоміжна лінія, що проходить через початок координат по точках, обчислених з рівняння (41); для лінії парціального тиску пари праворуч на діаграмі є додаткова шкала у мм. рт. ст. і гПа.

Лінія $\varphi = 100\%$ відповідає *стану насичення* повітря водяною парою при даній температурі. Всі точки, що розташовуються на діаграмі вище цієї лінії, характеризують стан *ненасиченого* вологого повітря, який може використовуватись як сушильний агент. Площа діаграми, що розташована нижче лінії $\varphi = 100\%$, відноситься до повітря, пересиченого водяною парою (нестабільний стан), і для розрахунку сушильних процесів не використовується.

За двома відомими параметрами вологого повітря (наприклад, φ_0 та t_0) за допомогою $I - d$ діаграми можна знайти точку, яка характеризує конкретний стан вологого повітря і, відповідно, всі інші його параметри. Продовження (у бік охолодження) лінії $d = \text{const}$, що проходить через визначену точку до перетину з кривою $\varphi = 100\%$ утворює *точку роси*. За ізотермою, що проходить через цю точку, можна визначити значення температури точки роси t_p для повітря даного стану. Продовження лінії $I = \text{const}$, що проходить через визначену точку до перетину з кривою $\varphi = 100\%$ утворює точку, через яку проходить ізотерма, що зветься *температурою мокрого термометра* (t_m).

Процес нагрівання (охолодження) вологого повітря відбувається з постійним вологовмістом ($d = \text{const}$), процес теоретичного сушіння – при постійній ентальпії $I = \text{const}$.

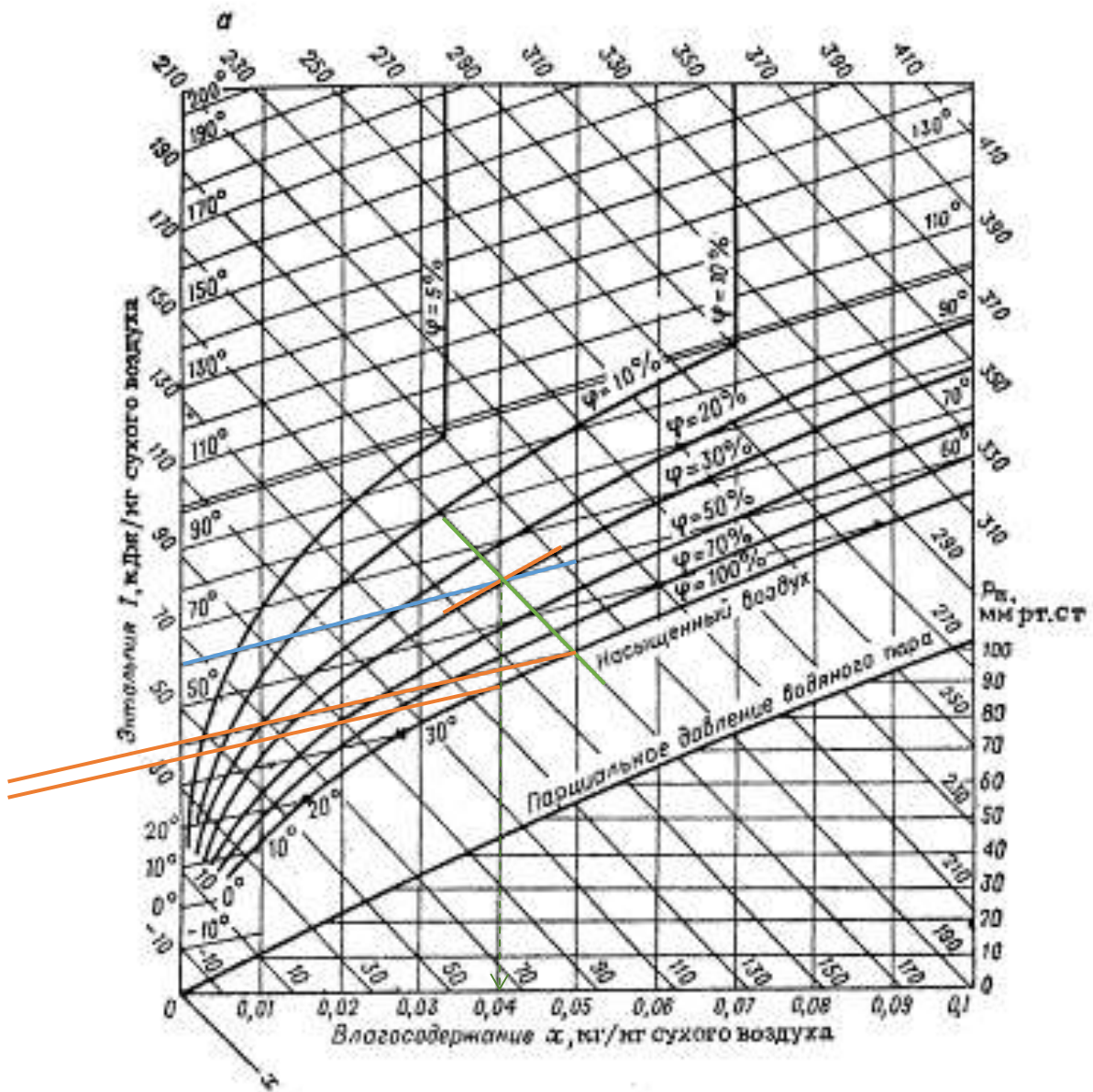


Рис. 8.1- I-d діаграма вологого повітря

8.3 Розв'язання задач

8.3.1 *Задача:* Визначити за діаграмою ентальпію та вологовміст повітря при температурі 60°C і $\varphi=30\%$.

Розв'язання:

Дано: $t=60^{\circ}\text{C}$

$\varphi=30\%$

Знайти: I , кДж/кг -?

d , кг/кг - ?

Розв'язання виконується графічно за допомогою $I - d$ діаграми. На перетині ізотерми $t=60^{\circ}\text{C}$ та відносної вологості $\varphi=30\%$ знаходимо точку, що відповідає даному стану вологого повітря. Проводимо через точку вертикально вниз лінію до перетину з горизонтальною віссю і знаходимо значення вологовмісту $d(x)=0,04$ кг/кг

сухого повітря. Через точку проходить ізоентальпія, яка відповідає значенню $I=170$ кДж/кг.

Завдання. Визначити температуру точки роси та температуру мокрого термометру для даного стану.

Контрольні задачі

1. Визначити температуру точки роси та температуру мокрого термометру за умов задачі 8.3.1.
2. Повітря з температурою $t=25$ °С та $\varphi=70\%$ нагрівається в калорифері до 90 °С. Знайти ентальпію та вологовміст повітря на виході з калорифера.
3. Визначити витрати сухого повітря і теплоту в теоретичній сушарці для видалення з вологого матеріалу 100 кг/г води, якщо початковий стан повітря (до калорифера) $t_0=15$ °С та $\varphi_0=80\%$, на виході з сушарки $t_2=45$ °С та $\varphi_2=50\%$.
4. Побудувати в $I-d$ діаграмі теоретичний процес сушіння за умов попередньої задачі та визначити температуру повітря після калорифера.

Практична робота №9. НЕСТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

9.1 Теоретичні відомості

Узагальнене рівняння нестационарної теплопровідності має вигляд:

$$\theta = f(Fo, Bi, \bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}) \quad (46),$$

де $Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2}$ - число Фур'є, безрозмірний час, $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}$ - число Біо, яке визначає теплообмін на границі «тіло-середовище», $\bar{X} = \frac{x}{l}$, $\bar{Y} = \frac{y}{l}$, $\bar{Z} = \frac{z}{l}$ - безрозмірні координати точок, a – температуропровідність тіла, м²/с, τ - час, с, δ - напівтовщина плоскої пластини (або радіус для круглого прута), м, α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К), λ - теплопровідність тіла, Вт/(м·К) x, y, z – координати точок. Безрозмірна температура θ , розраховується за формулою:

$$\theta = \frac{t - t_p}{t_0 - t_p}, \quad t_0 - \text{температура тіла в початковий момент часу } \tau=0, \quad t - \text{температура}$$

тіла в момент часу τ , t_p - температура середовища, в яке занурене тіло. Залежності температури $\theta_{x=\delta}$ (на поверхні пластини), $\theta_{x=0}$ (на осі пластини) від Fo та Bi називаються номограмами (наведено в додатках на рис. Д 5.1-Д 5.2).

9.2 Розв'язання задач

9.2.1 Задача: Гумова пластина товщиною $2\delta=60$ мм, нагріта до температури $t_0=120$ °С, розміщена у повітряному середовищі з температурою $t_p=20$ °С. Визначити температури на поверхні пластини та на осі через $\tau=30$ хв після початку охолодження. Коефіцієнт теплопровідності гуми $\lambda=0,175$ Вт/(м·К), температуропровідності $a=0,833 \cdot 10^{-7}$ м²/с. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до оточуючого повітря прийняти $\alpha=40$ Вт/(м²·К) [4].

Розв'язання.

Дано: $2\delta=60$ мм

$\delta=30$ мм $=0,03$ м

$t_0=150^\circ\text{C}$

$t_p=20^\circ\text{C}$

через $\tau=30$ хв $=1800$ с

$\lambda=0,175$ Вт/(м·К)

$a=0,833\cdot 10^{-7}$ м²/с

$\alpha=40$ Вт/(м²·К)

Знайти: $t_{x=0}$, °С

$t_{x=\delta}$, °С

Знаходимо число Фур'є: $Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} = \frac{0,833 \cdot 10^{-7} \cdot 1800}{0,03^2} = 0,17$

та число Біо: $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = \frac{40 \cdot 0,03}{0,175} = 6,85$

За номограмами для середини та поверхні пластини знаходимо значення відповідних безрозмірних температур:

$$\theta_{x=\delta} = 0,19, \theta_{x=0} = 0,7$$

Температура поверхні та на осі:

$$t_{x=\delta} = t_p + \theta_{x=\delta} (t_0 - t_p) = 20 + 0,19(150 - 20) = 44,7^\circ\text{C}$$

$$t_{x=0} = t_p + \theta_{x=0} (t_0 - t_p) = 20 + 0,7(150 - 20) = 111^\circ\text{C}$$

Контрольні задачі

Визначити час τ необхідний для нагрівання сталевого листа товщиною 2δ мм, який мав початкову температуру $t_0=25^\circ\text{C}$, а після того був розміщений в печі з температурою $t_p=600^\circ\text{C}$. Нагрів вважати закінченим, коли температура на осі досягне $t=450^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності, теплоємності і густини сталі відповідно: $\lambda=45,4$ Вт/(м·К), $c=502$ Дж/(кг·К), $\rho=7800$ кг/м³, коефіцієнт тепловіддачі до поверхні листа прийняти $\alpha=23,3$ Вт/(м²·К).

Для більш глибокого вивчення методів дослідження процесів, апаратів та практичного розв'язання сучасних задач галузі рекомендована література [5-10].

ДОДАТКИ

Таблиця Д1. Фізичні властивості сухого повітря

($B = 760$ мм рт.ст. $\approx 1.01 \cdot 10^5$ Па)

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг°K	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м °K	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,70	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20	17,6	14,16	0,706
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,9	16	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,090	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,9	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,1	0,69
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	24,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,3	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,745	1,026	3,93	51,4	26	34,85	0,68
250	0,674	1,038	4,27	61	27,4	40,61	0,677

Таблиця Д2 - Фізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг / м}^3$	$c_p, \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$	$\lambda, \text{ Вт / (м} \cdot \text{K)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{ м}^2 / \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2 / \text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{ K}^{-1}$	Pr
0	999,9	4,212	0,551	13,1	1,78	-0,63	13,67
10	999,7	4,191	0,574	13,7	1,306	0,70	9,52
20	998,2	4,183	0,599	14,3	1,006	1,82	7,02
30	995,7	4,174	0,618	14,9	0,805	3,21	5,42
40	992,2	4,174	0,635	15,3	0,669	3,87	4,31
50	988,1	4,174	0,648	15,7	0,556	4,49	3,54
60	983,2	4,179	0,658	16,0	0,478	5,11	2,98
70	977,8	4,187	0,674	16,3	0,415	5,7	2,55
80	971,8	4,195	0,680	16,6	0,365	6,32	2,21
90	965,3	4,208	0,683	16,8	0,326	6,95	1,95
100	958,4	4,220	0,685	16,9	0,295	7,52	1,75
110	961,0	4,233	0,686	17,0	0,272	8,08	1,6
120	943,1	4,250	0,686	17,1	0,252	8,64	1,47
130	934,8	4,266	0,686	17,2	0,233	9,19	1,36
140	926,1	4,287	0,685	17,2	0,217	9,72	1,25
150	917,0	4,313	0,684	17,3	0,203	10,3	1,17
160	907,4	4,346	0,683	17,3	0,191	10,7	1,10
170	897,3	4,380	0,679	17,3	0,181	11,3	1,05
180	886,9	4,417	0,674	17,2	0,173	11,9	1,00
190	876,0	4,459	0,670	17,1	0,165	12,6	0,96
200	853,0	4,505	0,668	17,0	0,158	13,3	0,93

Таблиця ДЗ– Термодинамічні властивості водяної пари на лінії насичення

$p_s, 10^5 \text{ Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$r, \text{ кДж/кг}$
2,0	120,23	2202
2,2	123,27	2193
2,4	126,09	2185
2,6	128,73	2178
2,8	131,2	2171
3,0	133,54	2161
3,2	135,75	2157
3,4	137,86	2151
3,6	139,87	2145,3
3,8	141,79	2139,4
4,0	143,62	2133,8
4,2	145,39	2128,4
4,4	147,09	2123,2
4,6	148,73	2118,1
4,8	150,31	2113,2
5,0	151,85	2108,4
5,2	153,33	2103,7
5,4	154,77	2099,1
5,6	156,16	2094,6
5,8	157,52	2090,3
6,0	158,84	2086,0
С6,2	160,12	2081,8
6,4	161,38	2077,7
6,6	162,60	2073,7

Таблиця Д4 – Фізичні властивості олії МС-20 в залежності від температури

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·°C)	λ , Вт/(м·°C)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	Pr
10	897,9	2,010	0,135	-	-	7,44	6,31	-
20	892,3	2,043	0,134	10,026	1125	7,30	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4,670	526	7,19	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2,433	276	7,08	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1,334	153	7,00	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,44	6,69	315

Д5 - Номограми для середини та поверхні пластини

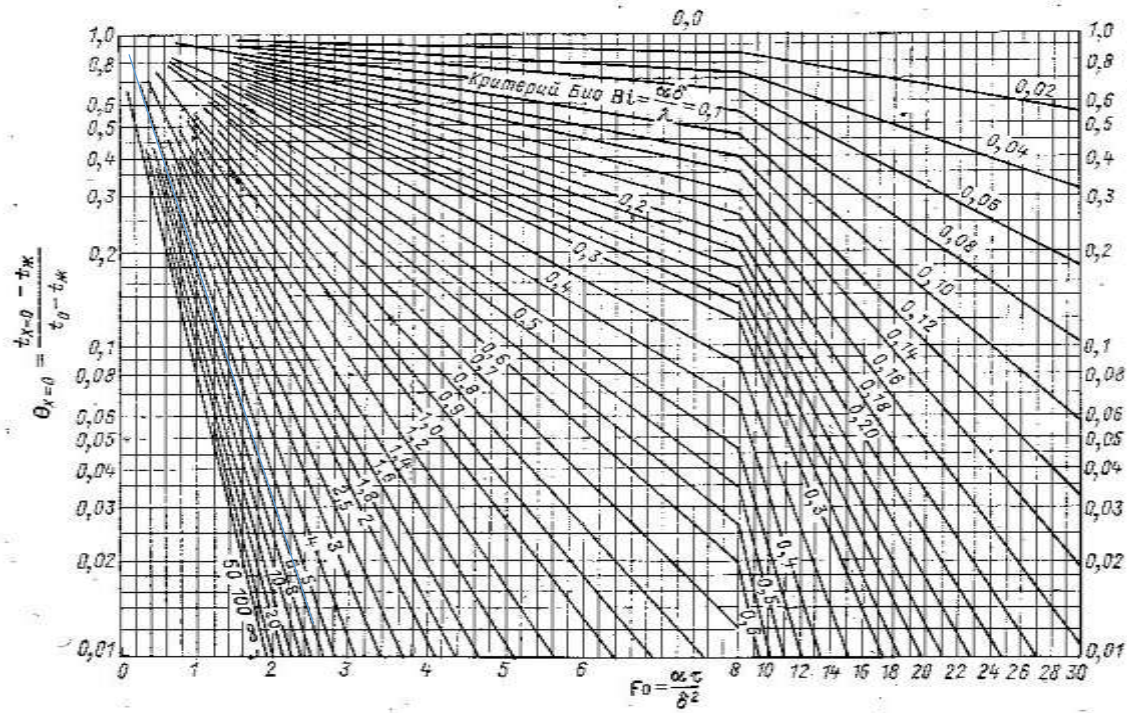


Рис.Д5.1 Залежність $\Theta = f(Fo, Bi)$ для середини тонкої пластини

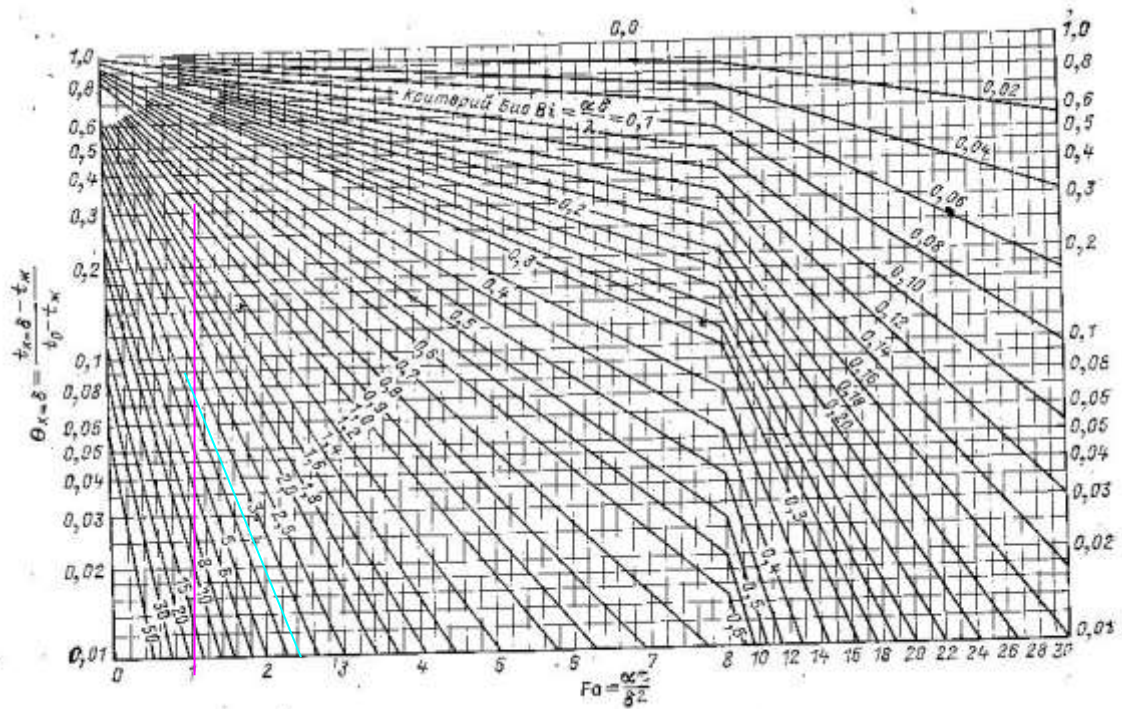


Рис.Д5.2 Залежність $\Theta = f(Fo, Bi)$ для поверхні тонкої пластини [24].

Рис.Д5.2 Залежність $\Theta = f(Fo, Bi)$ для поверхні тонкої пластини

Література

1. Исаченко В.П. Теплопередача/ Исаченко В.П., Осипова В.А, Сукомел А.С. Учебник для вузов, изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: «Энергия». - 1975. - 488 с.
2. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии/. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. – Л.: Химия. – 1987. -576 с.
- 3.Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник.- М.: Энегроатомиздат. -1984. –С. 80.
- 4.Краснощеков Е.А. Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для вузов.- М.: Энегия. -1980. –С.288.

Рекомендована література

5. Коваленко І.В., Малиновський В.В. Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв: Підручник. – К.:Інрес:Воля. 2006. – 264 с.
6. Коваленко І.В. Процеси та апарати хімічної технології. Методичний посібник з курсу лекцій, практичних та самостійних робіт студентів. –К. : НТУУ «КПІ». -2003. -160 с.
7. Теоретичні та експериментальні дослідження теплоелектричного та механічного стану високотемпературних агрегатів [Текст]: моногр. / А. Я. Карвацький, Є. М. Панов, І.Л. Шилович, Г.М. Васильченко, С. В. Кутузов – К. : НТУУ «КПІ». 2012. – 352 с.
8. Математичне моделювання складного теплообміну повітряних регенераторів : монографія. / Панов Є. М., Карвацький А. Я., Шилович І. Л., Лелека С.В., Пулінець І.В. – К.: НТУУ «КПІ». 2011. – 103 с.
9. Фізичні властивості вуглецевих сипучих матеріалів [Текст] : моногр. / Т. В. Чирка, Г. М. Васильченко, Е. Н. Панов, С. В. Лелека, А. Я. Карвацький. – Київ: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 152 с.
10. Закономірності процесу високотемпературного оброблення сипучих вуглецевих матеріалів в електричних печах [Електронний ресурс] : монографія / Т. В. Лазарєв, А. Я. Карвацький, Є. М. Панов та [ін.] ; НТУУ «КПІ» ; відп. ред. І. О. Мікульонок. – Електронні текстові дані (1 файл: 4,02 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 154 с., друк. арк. 8,95. (Протокол № 3 від 14.03.2016 р.) українською мовою; № протокола метод. ради 3; дата 14.03.2016